

DOCKET NO.: 255595US3PCT

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

IN RE APPLICATION OF: Takashi SHIMIZU et al.

SERIAL NO.: NEW U.S. PCT APPLICATION

FILED: HEREWITH

INTERNATIONAL APPLICATION NO.: PCT/IB03/00075

INTERNATIONAL FILING DATE: January 15, 2003

FOR: PLANETARY GEARSET

**REQUEST FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. 119
AND THE INTERNATIONAL CONVENTION**Commissioner for Patents
Alexandria, Virginia 22313

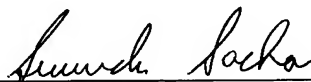
Sir:

In the matter of the above-identified application for patent, notice is hereby given that the applicant claims as priority:

<u>COUNTRY</u>	<u>APPLICATION NO</u>	<u>DAY/MONTH/YEAR</u>
Japan	2002-008988	17 January 2002
Japan	2002-145348	20 May 2002
Japan	2002-160204	31 May 2002

Certified copies of the corresponding Convention application(s) were submitted to the International Bureau in PCT Application No. PCT/IB03/00075. Receipt of the certified copy(s) by the International Bureau in a timely manner under PCT Rule 17.1(a) has been acknowledged as evidenced by the attached PCT/IB/304.

Respectfully submitted,
OBLON, SPIVAK, McCLELLAND,
MAIER & NEUSTADT, P.C.



C. Irvin McClelland
Attorney of Record
Registration No. 24,124
Surinder Sachar
Registration No. 34,423

Customer Number

22850

(703) 413-3000
Fax No. (703) 413-2220
(OSMMN 08/03)

Rec'd PCT 16 JUL 2004

PCT/IB 03/00075
16.01.03

日本国特許
JAPAN PATENT OFFICE

REC'D 28 JAN 2003
WIPO PCT

10/500852

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 5月31日

出願番号

Application Number:

特願2002-160204

[ST.10/C]:

[JP2002-160204]

出願人

Applicant(s):

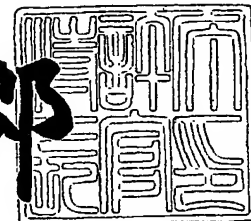
トヨタ自動車株式会社

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2002年11月 8日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2002-3088022

BEST AVAILABLE COPY

【書類名】 特許願

【整理番号】 27200000

【提出日】 平成14年 5月31日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16H 1/28
F16H 3/44

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 清水 隆

【発明者】

【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

【氏名】 渡邊 秀人

【特許出願人】

【識別番号】 000003207

【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100083998

【弁理士】

【氏名又は名称】 渡辺 丈夫

【電話番号】 03(5688)0621

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 008268

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9710678

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 遊星歯車機構

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 サンギヤとリングギヤとこれらサンギヤおよびリングギヤの間に配置した複数のピニオンギヤを回転自在に保持したキャリアとを要素として備え、いずれかの要素を固定要素とし、かつ他のいずれかの要素を回転要素とするとともに、その回転要素と偏心位置に設けられた外部部材との間でトルク伝達する遊星歯車機構において、

前記固定要素が、前記回転要素と外部部材との間のトルク伝達に伴う荷重方向に移動可能に保持されるとともに、前記回転要素と外部部材との間のトルク伝達に伴う荷重を、その回転要素を回転自在に保持している固定部で受けるように構成されていることを特徴とする遊星歯車機構。

【請求項 2】 前記固定要素が、弾性部材を介して前記固定部に保持されていることを特徴とする請求項 1 に記載の遊星歯車機構。

【請求項 3】 前記固定要素が前記キャリアであり、前記回転要素が前記リングギヤであることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の遊星歯車機構。

【請求項 4】 互いに同心円上に配置されたサンギヤとリングギヤとの間に複数のピニオンギヤが円周方向に配列されるとともに、これらのピニオンギヤが非回転状態のキャリアに回転自在に取り付けられ、かつサンギヤもしくはリングギヤがこれらサンギヤもしくはリングギヤに対して偏心している外部部材との間でトルクを伝達する遊星歯車機構において、

前記サンギヤもしくはリングギヤと前記外部部材との円周方向におけるトルク伝達位置を外れた位置に前記ピニオンギヤが配置されていることを特徴とする遊星歯車機構。

【請求項 5】 二つの前記ピニオンギヤの中間に前記トルク伝達位置が位置するようにピニオンギヤが配置されていることを特徴とする請求項 4 に記載の遊星歯車機構。

【請求項 6】 互いに同心円上に配置されたサンギヤとリングギヤとの間に複数のピニオンギヤが円周方向に配列されるとともに、これらのピニオンギヤが

非回転状態のキャリアに回転自在に取り付けられ、かつサンギヤもしくはリングギヤがこれらサンギヤもしくはリングギヤに対して偏心している外部部材との間でトルクを伝達する遊星歯車機構において、

前記サンギヤもしくはリングギヤと前記外部部材との円周方向におけるトルク伝達位置に近い領域でのピニオンギヤの配置密度が、遠い領域でのピニオンギヤの配置密度より高いことを特徴とする遊星歯車機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、サンギヤとリングギヤとこれらの間に配置されたピニオンギヤを保持するキャリアとを主たる要素する遊星歯車機構に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

遊星歯車機構における上記の三要素のうちのいずれかを入力要素とし、かつ他のいずれかを出力要素とし、さらに他の要素を固定要素することにより、遊星歯車機構を、減速装置、増速装置、反転装置などとして機能させることができる。またいずれか二つの要素を一体回転するように連結することにより、遊星歯車機構の全体を一体化させて回転させることができる。

【0003】

これらいずれの使用形態であっても、サンギヤとリングギヤとの間のトルクの伝達をピニオンギヤが媒介することになる。したがってピニオンギヤの数が多いほど、サンギヤとリングギヤとの間で伝達できるトルクが大きくなる。そのため、例えば特開平4-175542号公報に記載されている発明では、キャリアの構造を工夫することにより、キャリアで保持できるピニオンギヤの数を増大するように構成している。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

上述した公報には、複数のピニオンギヤのそれぞれに掛かるトルクが等しいと仮定して、4つのピニオンギヤを設けた場合に対して5つのピニオンギヤを設け

た場合には、伝達可能なトルクが1.25倍になることが記載されている。しかしながら、遊星歯車機構の使用の形態によっては、特定のピニオンギヤに大きい荷重が掛かってしまうことがあり、これが原因で遊星歯車機構の強度や耐久性が低下することがある。

【0005】

より具体的に説明すると、図6および図7は、サンギヤ1とリングギヤ2と間に2つのピニオンギヤ3を配置し、そのピニオンギヤ3を保持しているキャリア4をケーシング5に対してスプライン6によって固定するとともに、リングギヤ2の外周面に形成した外歯7にカウンタギヤ8を噛合させ、したがってそのリングギヤ2をその外周に嵌合させた軸受9を介してケーシング5で支持した例を示している。このような使用形態では、リングギヤ2とカウンタギヤ8との間に、トルクの伝達に伴う荷重Fが作用する。図6では圧力角を無視して記載しているので、その荷重Fはサンギヤ1の中心とカウンタギヤ8の中心とを結んだ線に対して直角方向に作用する。

【0006】

一方、リングギヤ2を支持している軸受9には不可避的な隙間eが存在するので、キャリア4がケーシング5に固定されているので、上記の荷重Fに対する反力は、キャリア4によって保持されているピニオンギヤ3とリングギヤ2との間で作用することになる。また、各ピニオンギヤ3にはトルクの伝達に伴う荷重が作用する。

【0007】

したがって各ピニオンギヤ3に作用する力 f_1 、 f_2 と前記荷重Fとの関係は、図6に矢印で示すようになり、その大きさは、

$$f_1 = (F/2) \times \{ (R/r) + 1 \}$$

$$f_2 = (F/2) \times \{ (R/r) - 1 \}$$

となる。なおここで、 r は各ピニオンギヤ3とリングギヤ2との噛み合い点の半径、 R は前記荷重Fの作用する位置の半径である。そして、各ピニオンギヤ3はサンギヤ1とも噛み合ってトルクを伝達するので、その軸受には、それぞれの力 f_1 、 f_2 の2倍のラジアル荷重が作用することになる。

【 0 0 0 8 】

このように、リングギヤ 2 とカウンタギヤ 8 との噛み合い点に最も近い位置にあるピニオンギヤ 3 に作用する力 f_1 が、他のピニオンギヤ 3 に作用する力 f_2 より大きくなる。その結果、作用する荷重の最も大きいピニオンギヤ 3 の強度あるいは耐久性が、遊星歯車機構の全体の強度あるいは耐久性を制約することになる。

【 0 0 0 9 】

このような状況は、キャリア 4 に替えて他の要素を固定し、かつ固定されていない他の要素と遊星歯車機構の外部の回転部材との間でトルクを伝達する場合であっても同様である。すなわち、従来では、外部の回転部材との間でトルク伝達することに伴う荷重の影響が配慮されておらず、そのために特定の部材の強度や耐久性によって遊星歯車機構の全体としての強度や耐久性が制約される問題があった。

【 0 0 1 0 】

この発明は、上記の技術的課題に着目してなされたものであり、外部の部材との間でのトルク伝達に伴う荷重が特定の部材に偏って作用することを回避して全体としての強度や耐久性などの特性を向上させることのできる遊星歯車機構を提供することを目的とするものである。

【 0 0 1 1 】

【課題を解決するための手段およびその作用】

この発明は、上記の目的を達成するために、固定要素以外の他の回転要素を介して外部の回転部材との間でトルクを伝達するにあたり、その外部の部材との間のトルク伝達に伴うラジアル方向に固定要素を移動可能とし、かつ当該他の回転要素で前記ラジアル荷重を受けるように構成したことを特徴とするものである。

より具体的には、請求項 1 の発明は、サンギヤとリングギヤとこれらサンギヤおよびリングギヤの間に配置した複数のピニオンギヤを回転自在に保持したキャリアとを要素として備え、いずれかの要素を固定要素とし、かつ他のいずれかの要素を回転要素とするとともに、その回転要素と偏心位置に設けられた外部部材との間でトルク伝達する遊星歯車機構において、前記固定要素が、前記回転要素と

外部部材との間のトルク伝達に伴う荷重方向に移動可能に保持されるとともに、前記回転要素と外部部材との間のトルク伝達に伴う荷重を、その回転要素を回転自在に保持している固定部で受けるように構成されていることを特徴とする遊星歯車機構である。

【0012】

したがって、請求項1の発明では、前記回転要素と外部部材との間でのトルクの伝達に伴う荷重が、ピニオンギヤを介して固定要素に伝達され、その結果、固定要素がその荷重によって移動する。すなわち、固定要素やピニオンギヤは、上記の荷重を支えない。固定要素が移動することにより、回転要素が固定部材との間の隙間を詰めるように移動し、固定部材で前記荷重を受けることになる。そのため、ピニオンギヤには、サンギヤとリングギヤとの間のトルクの伝達に伴う荷重が作用するものの、上記の外部部材との間でのトルク伝達に伴う偏倚荷重が作用しないので、特定のピニオンギヤの強度や耐久性によって遊星歯車機構の全体の強度や耐久性などの特性が制約されることがない。

【0013】

また、請求項2の発明は、請求項1の構成において、前記固定要素が、弾性部材を介して前記固定部に保持されていることを特徴とする遊星歯車機構である。

【0014】

したがって請求項2の発明では、固定要素が請求項1の発明と同様に移動することができるので、請求項1の発明と同様の作用が生じ、また弾性部材が緩衝作用を生じるので、騒音もしくは振動が防止もしくは抑制される。

【0015】

さらに、請求項3の発明は、請求項1または2の構成において、前記固定要素が前記キャリアであり、前記回転要素が前記リングギヤであることを特徴とする遊星歯車機構である。

【0016】

したがって請求項3の発明では、リングギヤと外部部材との間でトルク伝達が生じ、それに伴う荷重によってキャリアがその荷重方向に移動する。その結果、リングギヤと固定部との間の隙間が詰まって前記荷重がリングギヤを介して固定

部で支えられるので、キャリアによって保持されているピニオンギヤのいずれか特定のものに、他のものより大きい荷重が作用することが回避される。

【 0 0 1 7 】

一方、請求項 4 の発明は、互いに同心円上に配置されたサンギヤとリングギヤとの間に複数のピニオンギヤが円周方向に配列されるとともに、これらのピニオンギヤが非回転状態のキャリアに回転自在に取り付けられ、かつサンギヤもしくはリングギヤがこれらサンギヤもしくはリングギヤに対して偏心している外部部材との間でトルクを伝達する遊星歯車機構において、前記サンギヤもしくはリングギヤと前記外部部材との円周方向におけるトルク伝達位置を外れた位置に前記ピニオンギヤが配置されていることを特徴とする遊星歯車機構である。

【 0 0 1 8 】

したがって請求項 4 の発明では、キャリアが非回転とされていることにより、サンギヤもしくはリングギヤと外部部材との間でのトルク伝達に伴う荷重が、キャリアに保持されているピニオンギヤに作用する。上記の外部部材との円周方向でのトルク伝達位置を外れてピニオンギヤが配置されているので、上記の荷重が複数のピニオンギヤに分散されやすくなり、その結果、特定のピニオンギヤに対する荷重の集中が緩和される。

【 0 0 1 9 】

また、請求項 5 の発明は、請求項 4 の構成において、二つの前記ピニオンギヤの中間に前記トルク伝達位置が位置するようにピニオンギヤが配置されていることを特徴とする遊星歯車機構である。

【 0 0 2 0 】

したがって請求項 5 の発明では、荷重の集中しやすいピニオンギヤが二つになるので、これらのピニオンギヤに対する荷重が分散されて相対的に小さい荷重となる。

【 0 0 2 1 】

そして、請求項 6 の発明は、互いに同心円上に配置されたサンギヤとリングギヤとの間に複数のピニオンギヤが円周方向に配列されるとともに、これらのピニオンギヤが非回転状態のキャリアに回転自在に取り付けられ、かつサンギヤもし

くはリングギヤがこれらサンギヤもしくはリングギヤに対して偏心している外部部材との間でトルクを伝達する遊星歯車機構において、前記サンギヤもしくはリングギヤと前記外部部材との円周方向におけるトルク伝達位置に近い領域でのピニオンギヤの配置密度が、遠い領域でのピニオンギヤの配置密度より高いことを特徴とする遊星歯車機構である。

【0022】

したがって、請求項6の発明では、サンギヤもしくはリングギヤと外部部材との間での円周方向でのトルク伝達位置に近い領域に、より多数のピニオンギヤが配置され、かつキャリアが非回転状態であることにより、上記のトルク伝達位置とピニオンギヤとの相対位置が維持される。その結果、外部部材との間のトルク伝達に伴う偏倚荷重が、より多数のピニオンギヤに分散させられることになるので、特定のピニオンギヤに作用する荷重が相対的に小さくなる。

【0023】

【発明の実施の形態】

つぎに、この発明を、図面に示す具体例を参照して説明する。まず、この発明で対象とする遊星歯車機構11の一例を簡単に説明すると、図3に示す遊星歯車機構11はいわゆるシングルピニオン型の遊星歯車機構であり、サンギヤ12と、このサンギヤ12と同心円上に配置されたリングギヤ13と、サンギヤ12およびリングギヤ13に噛合された複数のピニオンギヤ14を回転自在に保持しているキャリア15とを主たる要素する公知の構成のものである。そのリングギヤ13は、所定の固定部、例えばケーシング16に軸受17を介して回転自在に支持されている。

【0024】

また、リングギヤ13の外周面に外歯18が形成されている。さらに、リングギヤ13の外周側の所定位置、すなわち遊星歯車機構11に対して偏心した所定位置に、この発明の外部部材に相当するカウンタギヤ19が配置されている。そして、このカウンタギヤ19とリングギヤ13における外歯18とが噛合している。したがってこれらの歯の噛合部分が、トルク伝達位置になっており、その円周方向での位置はほぼ一定の変化しない位置となっている。

【 0 0 2 5 】

図 3 に示す遊星歯車機構 1 1 は、キャリア 1 5 を固定要素としたものであり、そのキャリア 1 5 はケーシング 1 6 に対して、所定の連結手段 2 0 を介して非回転状態に連結されている。その連結手段 2 0 は、キャリア 1 5 を回転させずに所定のラジアル方向への移動を許容する特殊構造のものである。そのラジアル方向とは、前記カウンタギヤ 1 9 とリングギヤ 1 3 との間のトルクの伝達に伴って生じる荷重の作用方向であり、概略的に述べれば、リングギヤ 1 3 の回転中心とカウンタギヤ 1 9 の回転中心とを結んだ線に直交する方向であり、より正確には、その直交方向を、前記カウンタギヤ 1 9 と外歯 1 8 とが噛み合う歯面の圧力角およびリングギヤ 1 3 とピニオンギヤ 1 4 とが噛み合う歯面の圧力角によって補正した方向である。

【 0 0 2 6 】

このような特殊構造の連結手段 2 0 としては必要に応じて種々のものを採用することができ、例えば上記の方向への移動を許容する欠け歯のあるスプラインや、バネあるいはゴムなどの弾性部材を内蔵したリング状の支持部材などを採用することができる。

【 0 0 2 7 】

上記の遊星歯車機構 1 1 では、キャリア 1 5 が固定要素となっているので、サンギヤ 1 2 とリングギヤ 1 3 とのいずれか一方が入力要素となり、他方が出力要素となるが、いずれの場合であっても、リングギヤ 1 3 とカウンタギヤ 1 9 との間でトルクが伝達される。その状態を図 1 および図 2 に模式的に示してある。

【 0 0 2 8 】

ここに示す例は、二つのピニオンギヤ 1 4 をサンギヤ 1 2 を挟んだ対称位置に配置し、またキャリア 1 5 を非回転状態に維持するためのスプライン 2 0 として上述した方向の移動を許容するように一部のみにスプライン歯を設けた構成としてある。なお、図 1 および図 2 は前述した図 6 および図 7 と同様に簡略化して記載してある。

【 0 0 2 9 】

図 1 に示すようにリングギヤ 1 3 が例えば相対的に左回転してその外歯 1 8 が

カウンタギヤ19に噛み合っているとすると、両者の間のトルク伝達に伴う荷重Fが図1の右方向に向けて生じる。リングギヤ13を支持している軸受17には、回転を可能にするための不可避的な隙間（例えば数十ないし数百 μm 程度）が存在しているので、その範囲で移動可能である。

【0030】

また、リングギヤ13にピニオンギヤ14を介して連結されているキャリア15は、上述したように、いわゆる欠け歯のあるスプライン20によって回転が止められているものの、図1および図2での左右方向に移動可能になっている。したがってリングギヤ13とカウンタギヤ19との間のトルク伝達に伴う荷重Fが上記のように作用すると、キャリア15がリングギヤ13と共に図1および図2の右方向に移動する。

【0031】

図1および図2には、このようにして移動した結果の状態を記載しており、この状態では、リングギヤ13を支持している軸受17における隙間が詰まってリングギヤ13の移動がケーシング16によって阻止されている。すなわち、キャリア15およびリングギヤ13を移動させるように作用している荷重がケーシング16によって受け止められている。その結果、ケーシング16からリングギヤ13に対して、上記の荷重Fと同じ大きさの反力Fが、荷重Fとは反対向きに作用する。

【0032】

そのため、各ピニオンギヤ14には、外部のカウンタギヤ19との間でのトルク伝達に伴う荷重Fに起因する荷重が作用することはない。すなわち、各ピニオンギヤ14には、サンギヤ12とリングギヤ13との間のトルク伝達に伴う荷重 f_1 、 f_2 が作用するのみであり、しかもその荷重 f_1 、 f_2 は互いに等しくなる（ $=FR/2r$ ）。したがって各ピニオンギヤ14の軸受には、それぞれの荷重の2倍のラジアル荷重が作用するが、これは、通常のトルク伝達に伴う荷重である。

【0033】

上記のように、この発明に係る上記の遊星歯車機構11では、各ピニオンギヤ

14に作用する荷重は、サンギヤ12とリングギヤ13との間でのトルクの伝達に伴う荷重に限られ、外部のカウンタギヤ19とリングギヤ13との間でのトルク伝達に伴う荷重が作用することがなく、各ピニオンギヤ14あるいはその軸受の荷重は互いに等しくなる。言い換えれば、特定のピニオンギヤ14に作用する荷重が特に大きくなるなどの事態が生じないので、特定のピニオンギヤ14の強度や耐久性などの特性が、遊星歯車機構11の全体の強度や耐久性などの特性を制約することがない。

【0034】

なお、上記の遊星歯車機構11では、固定要素であるキャリア15を弾性部材を内蔵する連結手段20を介して固定部であるケーシング16によって保持することができる。このような構成であれば、キャリア15を上述したように移動させて、ピニオンギヤ14に掛かる荷重を均等化することができると同時に、キャリア15の振動を弾性部材で吸収できるので、遊星歯車機構11の全体としての振動や騒音を防止もしくは抑制することができる。

【0035】

上述した具体例は、外部のカウンタギヤ19との間でトルクを伝達することに伴う荷重を、ケーシング16などの固定部で受けることにより、ピニオンギヤ14に作用する荷重を低減し、特定のピニオンギヤ14の強度や耐久性が遊星歯車機構11の全体としての強度や耐久性の制約要因になることを回避する例であるが、これに替えて、外部部材との間でのトルク伝達に伴う荷重を分散させてピニオンギヤ14に作用させることにより、特定のピニオンギヤ14に掛かる荷重を低減することもできる。その例を以下に示す。

【0036】

図4は、5つのピニオンギヤ14を円周方向に等間隔に配列した遊星歯車機構11の例を示しており、これらのピニオンギヤ14を保持しているキャリア15は、ケーシング16に対して固定され、回転および半径方向の移動が共に不可能な状態となっている。また、リングギヤ13は、上述した例と同様に、その外歯18によってカウンタギヤ19に嚙合している。

【0037】

したがって図4に示す例においても、各ピニオンギヤ14の位置は固定されており、リングギヤ13とカウンタギヤ19との間のトルク伝達位置すなわち外歯18とカウンタギヤ19との噛み合い点と各ピニオンギヤ14との相対位置が固定されている。具体的には、円周方向におけるそのトルク伝達位置を挟んだ両側に等角度離れて二つのピニオンギヤ14が配置されている。

【0038】

他の三つのピニオンギヤ14は、これら二つのピニオンギヤ14に準じて等間隔に配置されている。したがって、図4での最下部のピニオンギヤ14は、円周方向で、上記のトルク伝達位置に対して反対側（サンギヤ12の中心に対して対称位置）に配置されている。言い換えれば、トルク伝達位置とサンギヤ12の中心とを結んだ線を中心にした左右両側に、それぞれ二つずつのピニオンギヤ14が互いに対称となる位置に配置されている。

【0039】

これらのピニオンギヤ14を保持しているキャリア15が固定されているために、リングギヤ13とカウンタギヤ19との間でのトルク伝達に伴う荷重がピニオンギヤ14に作用することになるが、そのトルク伝達位置Pの図4での直下すなわちトルク伝達位置Pとサンギヤ12の中心とを結んだ線上にはピニオンギヤ14が配置されておらず、その線上を外れた位置にピニオンギヤ14が配置されている。そのため、トルク伝達位置Pから外れた角度に応じて、上記の荷重Fが分散して作用することになるが、図4に示す例では、左右対称にピニオンギヤ14が配置されているので、左右それぞれに均等に荷重が作用する。

【0040】

すなわち、図4に示す例では、上側の二つのピニオンギヤ14での荷重が大きく、その下側の左右二つのピニオンギヤ14での荷重が小さく、最下部の一つのピニオンギヤ14での分担が更に小さくなる。この図4に示すように構成した場合の各ピニオンギヤ14での荷重分担比の一例を示すと図5（A）のとおりである。比較のために、トルク伝達位置Pの直下にいずれか一つのピニオンギヤ14を配置した場合の荷重分担比を示すと図5の（B）のとおりである。

【0041】

これら図5の(A)および(B)を比較して明らかなように、外部の部材とトルク伝達する円周方向での位置を外してピニオンギヤ14を配置すれば、そのズレに応じて荷重分担率が低下する。その結果、特定のピニオンギヤ14に大きい荷重が集中することを回避して、遊星歯車機構11の全体としての強度や耐久性などの特性を向上させることができる。

【0042】

なお、4つのピニオンギヤ14が設けられている場合の例を図5の(C)に示しており、併せて各ピニオンギヤ14での荷重分担比の一例を記載してある。この場合には、トルク伝達位置Pの直下を中心とした左右対称となる位置に各ピニオンギヤ14を配置することになり、こうすることによりピニオンギヤ14の最大荷重を最も低下させることができる。

【0043】

また、上述した各例は、複数のピニオンギヤ14を等間隔に配置する例であるが、ピニオンギヤ14の間隔を任意に設定できる場合には、図5の(D)に示すようにピニオンギヤ14を配置することが好ましい。すなわち、外部とのトルク伝達位置P側の領域でのピニオンギヤ14の配置密度を高くし、これとは反対側の領域での配置密度を低くする。より具体的には、図5の(D)の例では上半分の領域に全てのピニオンギヤ14を配置する。

【0044】

このような構成では、図5の(D)に併記してあるように、4つの全てのピニオンギヤ14で外部とのトルク伝達に伴う荷重を分担するので、その荷重分担比の最大値が小さくなる。その結果、強度あるいは耐久性などの点での不利な条件を緩和できるので、遊星歯車機構11の全体としての強度や耐久性の低下を抑制もしくは防止できる。

【0045】

なお、この発明は上述した各具体例に限定されないものであって、シングルピニオン型の遊星歯車機構以外に、ダブルピニオン型あるいはラビニョウ型遊星歯車機構などの他の型式の遊星歯車機構にも適用することができる。また、この発明における固定要素は、キャリア以外にサンギヤあるいはリングギヤであってもよ

く、その場合であっても上述した具体例と同様の作用・効果を得ることができる。さらに、この発明における外部部材は、リングギヤの外周側に設けた歯車に限定されないものであって、要は、遊星歯車機構に対して偏心した軸線を中心として配置され、リングギヤなどの回転要素に対してその円周方向の一部でトルク伝達する部材であればよい。

【0046】

【発明の効果】

以上説明したように、請求項1の発明によれば、ピニオンギヤには、サンギヤとリングギヤとの間のトルクの伝達に伴う荷重が作用するものの、外部部材との間でのトルク伝達に伴う偏倚荷重が作用しないので、特定のピニオンギヤに掛かる荷重が特に大きくなったり、それに伴って強度あるいは耐久性の点で不利になったりすることがなく、その結果、特定のピニオンギヤの強度や耐久性によって遊星歯車機構の全体の強度や耐久性などの特性が制約されることを回避して、強度あるいは耐久性などの特性を向上させることができる。

【0047】

また、請求項2の発明によれば、固定要素が請求項1の発明と同様に移動することができるので、請求項1の発明と同様の効果を得ることができ、また弾性部材が緩衝作用を生じるので、騒音もしくは振動を防止もしくは抑制することができる。

【0048】

さらに、請求項3の発明によれば、キャリヤによって保持されているピニオンギヤのいずれか特定のものに、他のものより大きい荷重が作用することを回避して、遊星歯車機構の全体としての強度あるいは耐久性などの特性を向上させることができる。

【0049】

またさらに、請求項4の発明によれば、外部部材との円周方向でのトルク伝達位置を外れてピニオンギヤが配置されているので、外部部材との間のトルク伝達に伴う荷重が複数のピニオンギヤに分散されやすくなり、その結果、特定のピニオンギヤに対する荷重の集中が緩和され、遊星歯車機構の全体としての強度ある

いは耐久性などの特性を向上させることができる。

【 0 0 5 0 】

そして、請求項 5 の発明によれば、荷重の集中しやすいピニオンギヤが二つになるので、これらのピニオンギヤに対する荷重が分散されて相対的に小さい荷重となり、その結果、遊星歯車機構の全体としての強度あるいは耐久性などの特性を向上させることができる。

【 0 0 5 1 】

またそして、請求項 6 の発明によれば、外部部材との間のトルク伝達に伴う偏倚荷重が、より多数のピニオンギヤに分散させられることになるので、特定のピニオンギヤに作用する荷重が相対的に小さくなり、その結果、遊星歯車機構の全体としての強度あるいは耐久性などの特性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 この発明に係る遊星歯車機構における荷重の作用状態を説明するための模式図である。

【図 2】 その荷重の作用状態を説明するための他の模式図である。

【図 3】 この発明に係る遊星歯車機構の一例を示すスケルトン図である。

【図 4】 この発明の他の例を示す模式図である。

【図 5】 複数のピニオンギヤの配列の数例および荷重分担比を示す線図である。

【図 6】 従来の遊星歯車機構における荷重の作用状態を説明するための模式図である。

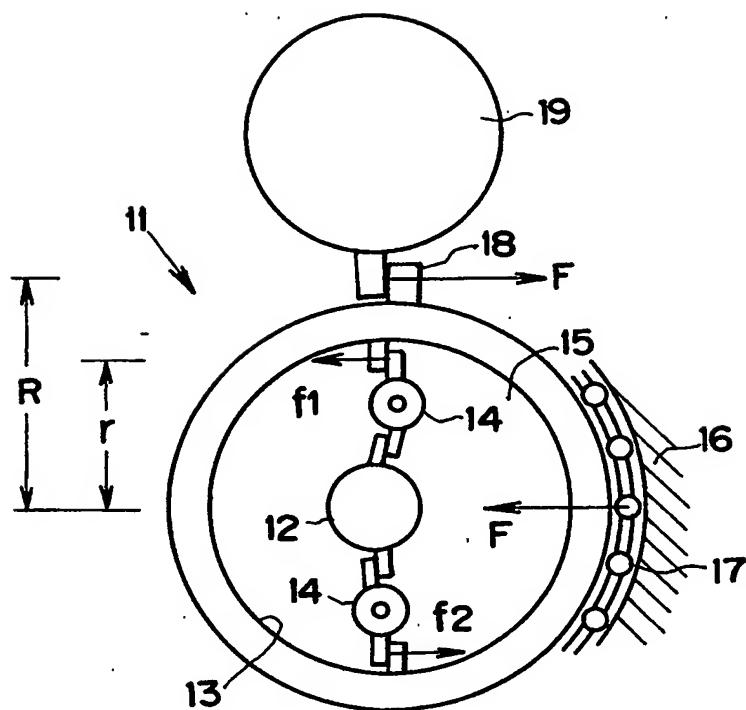
【図 7】 従来の遊星歯車機構における荷重の作用状態を説明するための他の模式図である。

【符号の説明】

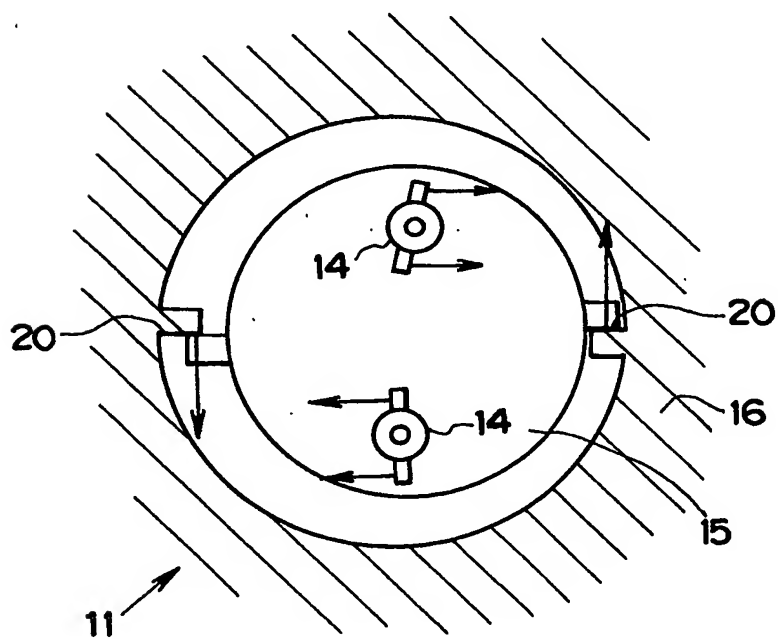
1 1 …遊星歯車機構、 1 2 …サンギヤ、 1 3 …リングギヤ、 1 4 …ピニオンギヤ、 1 5 …キャリヤ、 1 6 …ケーシング、 1 7 …軸受、 1 8 …外歯、 1 9 …カウンタギヤ、 2 0 …連結手段。

【書類名】 図面

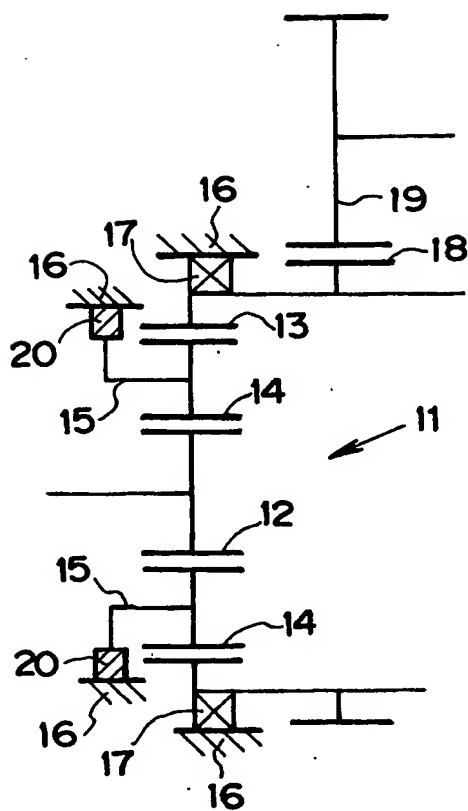
【図 1】



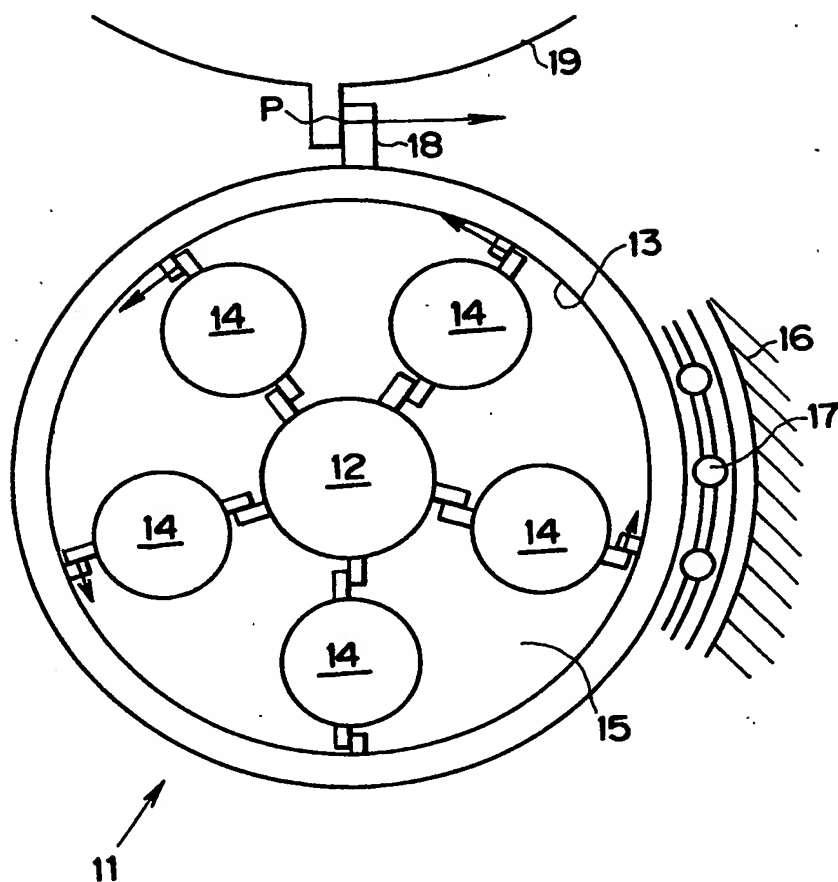
【図 2】



【図3】

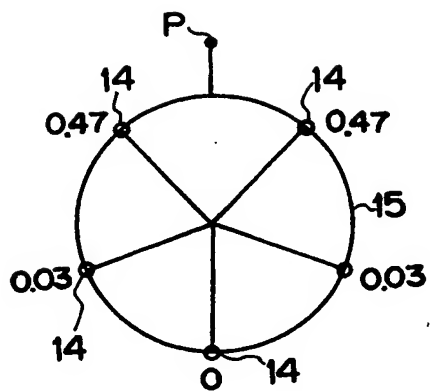


【図4】

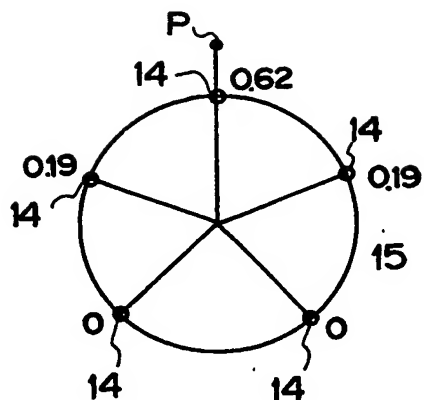


【図 5】

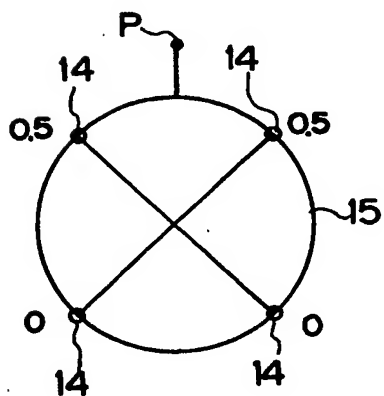
(A)



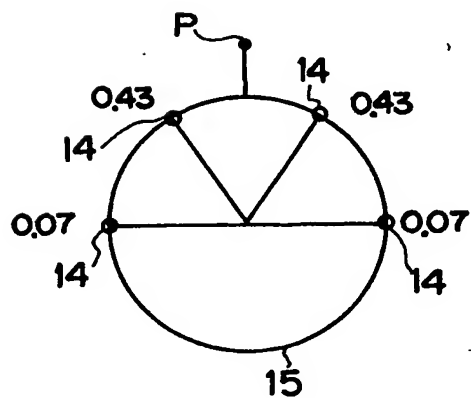
(B)



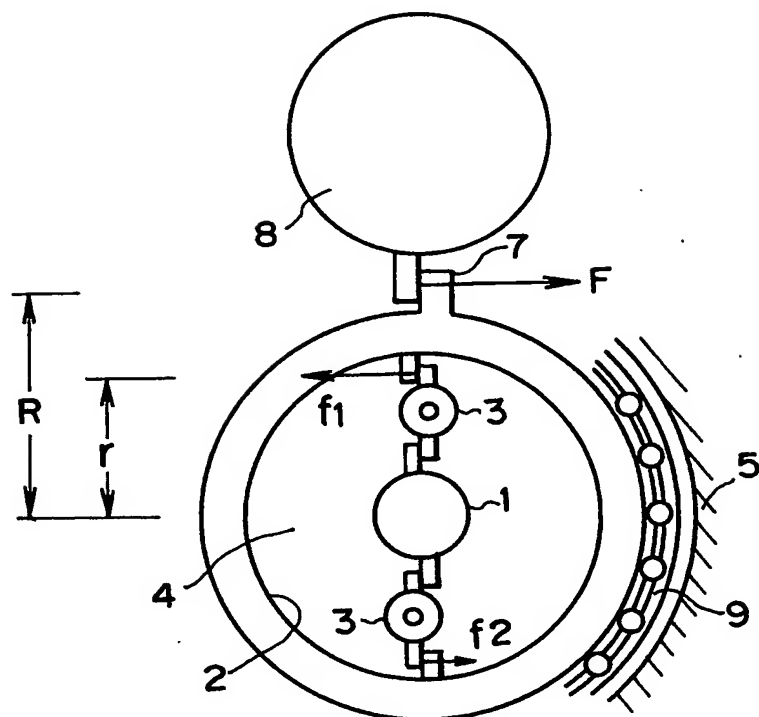
(C)



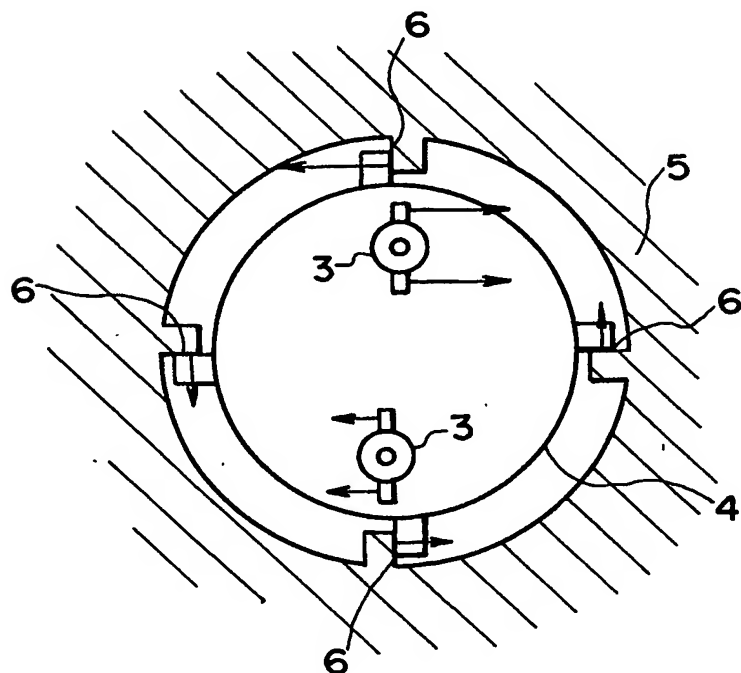
(D)



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 外部部材とのトルク伝達に起因する荷重が特定のピニオンギヤに作用することを抑制もしくは防止して遊星歯車機構の強度や耐久性を向上させる。

【解決手段】 サンギヤ 1 2 とリングギヤ 1 3 とこれらサンギヤ 1 2 およびリングギヤ 1 3 の間に配置した複数のピニオンギヤ 1 4 を回転自在に保持したキャリア 1 5 とを要素として備え、いずれかの要素を固定要素とし、かつ他のいずれかの要素を回転要素とするとともに、その回転要素と偏心位置に設けられた外部部材 1 9 との間でトルク伝達する遊星歯車機構 1 1 であって、前記固定要素 1 5 が、前記回転要素 1 3 と外部部材 1 9 との間のトルク伝達に伴う荷重方向に移動可能に保持されるとともに、前記回転要素 1 3 と外部部材 1 9 との間のトルク伝達に伴う荷重を、その回転要素 1 3 を回転自在に保持している固定部 1 6 で受けるように構成されている。

【選択図】 図 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日	1990年 8月27日
[変更理由]	新規登録
住 所	愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名	トヨタ自動車株式会社